Schwingungsisolieren der Maschinen

Ing. Jiří Hovorka

1. Schwingungsisolierung der Maschinen

- **Aktivisolierung** (Quellenisolierung)
  Schutz gegenüber den Erschütterungswellen, die aus dem Umfeld kommen, von der schwingungsempfindlichen Anlage ferngehalten werden sollen.
  (Werkzeugmaschinen und Messmaschinen)

- **Passivisolierung** (Empfängerisolierung)
  Schutz der Umweltobjekte (Systemen), die erschütterungsempfindlich vor den Wellenquellen und den Stoßwellen sind.
  (Große Umformmaschinen)

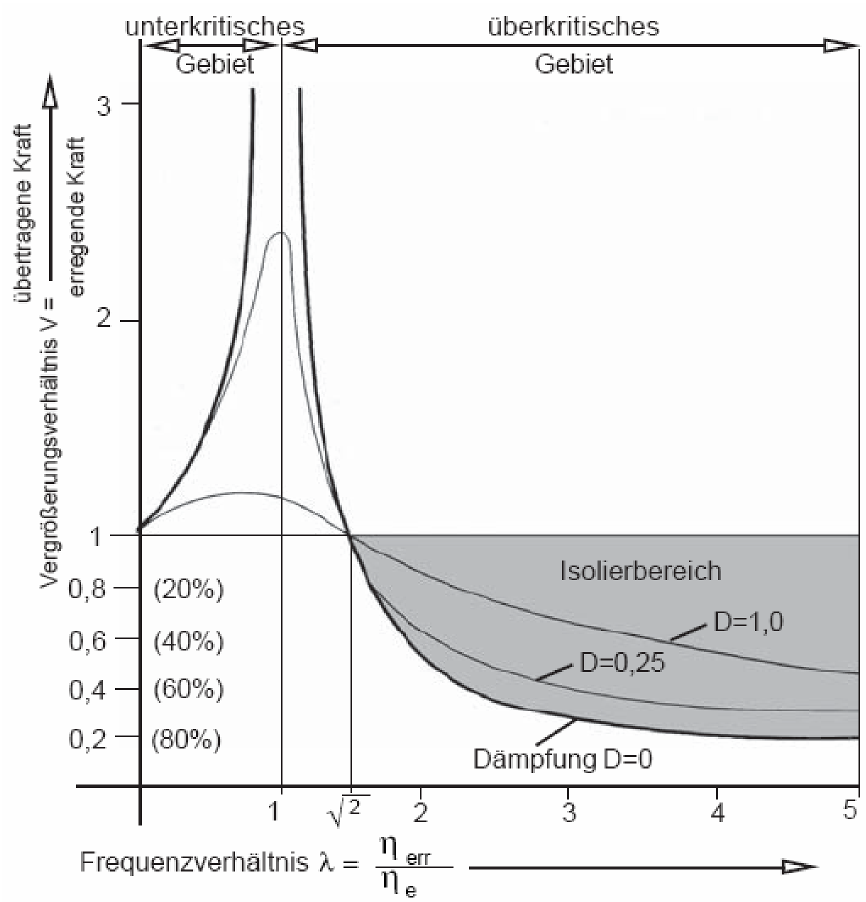

Bild 1.1

Die bestimmenden Kennwerte der Schwingungsquellen sind:

- Tragkraft
- Eigenfrequenz
- Federsteifigkeit
- Dämpfung

Durch die Variation von diesen Parametern wird der Schwingungs-isolator optimal auf die individuellen Anforde-rungen abgestimmt.
In dem meisten Fällen soll diese Eigen-frequenz möglichst niedrig liegen, damit die Isolierwirkung möglichst steigt.

Auf dem Bild 1.1 ist Amplitudencharakteristik des betrachteten Systems abgebildet. Aus dem Bild wird ersichtlich, dass der Wert $\lambda=1$ unterkritisches und überkritisches Gebiet teilt. Das in der Grafik grau schraffierte Feld stellt den Isolierungsbereich dar.

2. Lagerung der Maschinen auf das Fundament

Für die Lagerung der großen Maschinen auf die Fundamente nutzt man Strahlbeton oder eine Strahlkonstruktion, auf die man die Maschinen (die Stoßwellen verursachen) stellen kann. Für die Berechnung dieser Konstruktion konnte man früher Mehrmassen verwenden, aber in der Gegenwart treten FEM Analysen in den Vordergrund.

2.1. Kleinmaschinen

Die Lagerung der Kleinmaschinen auf das Fundament wird durch die Schwingungselemente durchgeführt. Diese Schwingungselemente haben gute Schwingungs- und Dämpfungseigenschaften, die sowohl aktiv als auch passiv die Isolierungsmaschinen darstellen. Diese Maschinenart (Abb. 2.1.1) wird durch Rahmensteifigkeit und die niedere Belastung der Schwingungselemente (Dampfungselemente) gekennzeichnet.

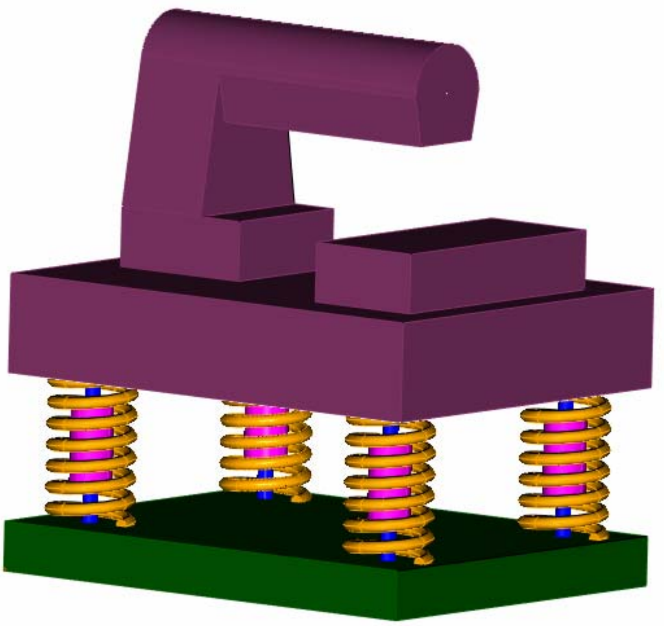

Bild 2.1.1

2.2. Mittelgroßenmaschinen

Die Problematik der Lagerung der Mittelgroßenmaschinen auf das Fundament ist (Abb. 2.2.1) meistens mit dir Untersteifigkeitsproblematik verbunden, die durch die Konstruktion verursachet wird. Durch die Festverbindung des Maschinenrahmens mit den Fundamenten kommt es zur Erhöhung des Systemgewichts und somit zur Verschiebung der Eigenfrequenz der Maschinen zu niederen Werten. Das ist von Vorteil, bei Maschinen, die im Hochfrequenzbereich arbeiten.

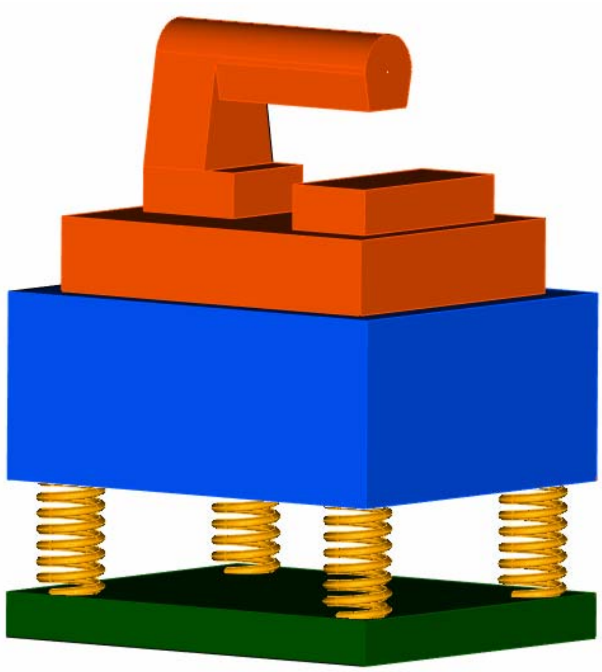

Bild 2.2.1

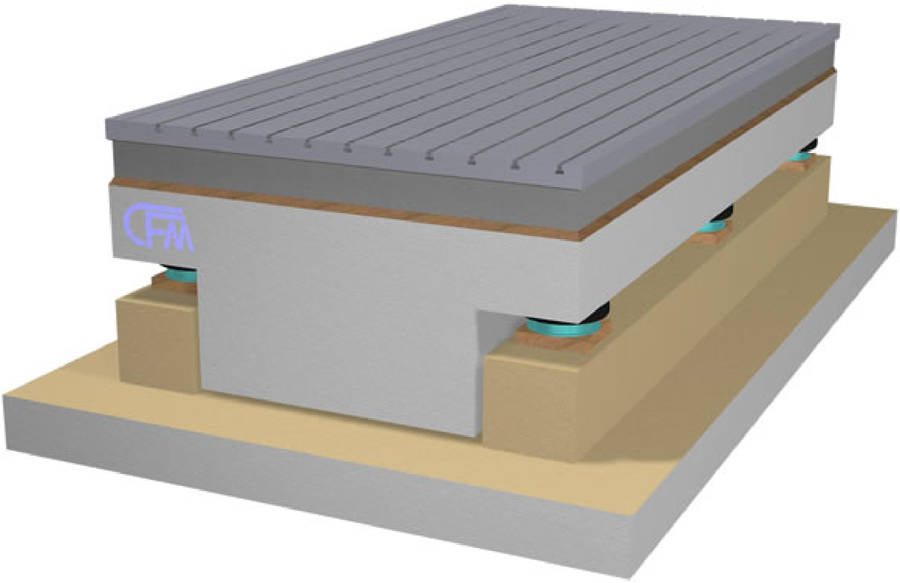

Bild 2.2.2

Für die Schwingungsisolierung der Maschinen kann man der Betonfundamente verwenden (Abb. 2.2.2). Diese Fundamente kann man auf die Membranluftfedern oder starke Federelemente stellen.

2.3. Großmaschinen

Die Problematik der Lagerung der Großmaschinen ist analog zu bei den Mittelgroßenmaschinen. Bei den Großmaschinen kann man den Maschinenrahmen nicht an dem Steifigkeitsfundament befestigen, deswegen geht man zu der regelmäßigen Kraftzerlegung mit Hilfe von Swingungselementen auf dem Festigungsgrund heran, der in die Erde eingelagert ist. Das betrifft vor allem die Großumform-maschinen, die großer statischer Belastung ausgesetzt werden. Diese Maschinen haben große Stoßkräfte von den Arbeitsgeräte (Stößeln). Die auf das Maschinenfundament das Großmaschinen muss bestimmte Forderung erfüllen (große Steifigkeit, Festigkeit und Stoßkraftfestigkeit). In der Praxis stellt man meistens das Maschinenfundament unter den Boden (Abb.2.3.1), damit kann man den Arbeitsraum in ergonomisches Gebiet verschieben.

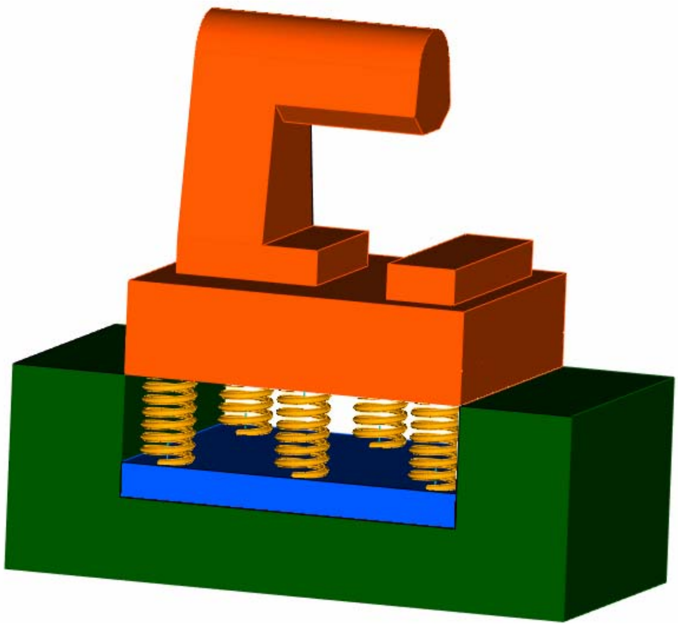

Bild 2.3.1

3. Eigenfrequenz des Einmassensystem

3.1. Federisolation ohne Dampfung

Das charakteristische Einmassensystem (Bild 3.1.1) mit den sechsten Freiheitsgraden, das drei Verschiebungen und drei Rotationen um der Verschiebungsachse hat, ist abgebildet.

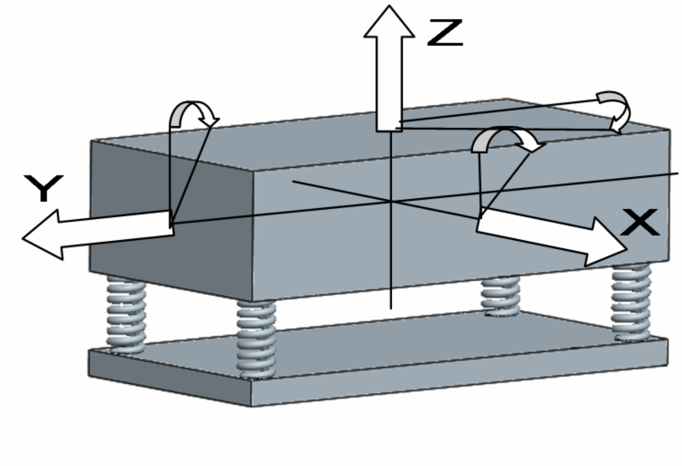

Bild 3.1.1

Dieses System ist ohne Dämpfung und schwingt im Prinzip nach dem Stoß, aber wird durch die Materialdämpfung in den Federn gedämpft. Für schnelle Dämpfung des Systems muss man den Schwingungsdämpfer anwenden.
Für dieses einfache Beispiel kann man die Formel (1) anwenden.

$$m \cdot \ddot{z} + k \cdot z = f_{(t)} \qquad (1)$$

Eigenfrequenz des Einmassensystems aus dem Bild 3.1.1 ist in der Vertikalrichtung aus der Formel (2) und in der Drehungsrichtung (ums x, y) aus der Formel (3) berechnet. Einzelne Feder hat der Steifigkeit ***k/4*** und für 4 Federn ist Steifigkeit ***k*** und Masse des ganzen Systems ist ***m***.

$$f_z = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_z}{m}} \qquad (2)$$

$$f_{xy} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{xy}}{I_z}} \qquad (3)$$

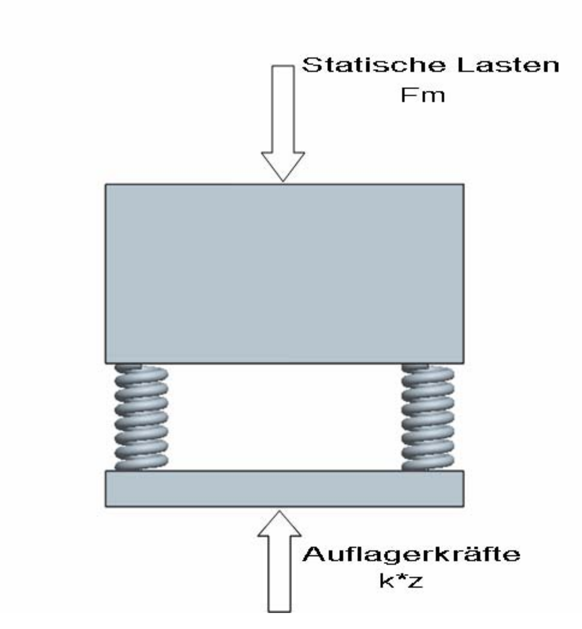

Bild 3.1.2

Für die statische Belastung (Abb.3.1.2) kann man nur die Summe der Gegenkräfte bedenken.

$$Fm = k * z \qquad (4)$$

Im dynamischen Verhalten des Schwingungssystems nach Abb.3.1.2 hängt es dagegen davon ab, ob die Trägheitskraft der Masse – Trägheitskräfte sind jedem Autofahrer vom Kurvenfahren her geläufig – in gleicher Richtung wirkt wie die Erregerkraft Abb.3.1.3 oder in entgegengesetzter Richtung Abb.3.1.4.

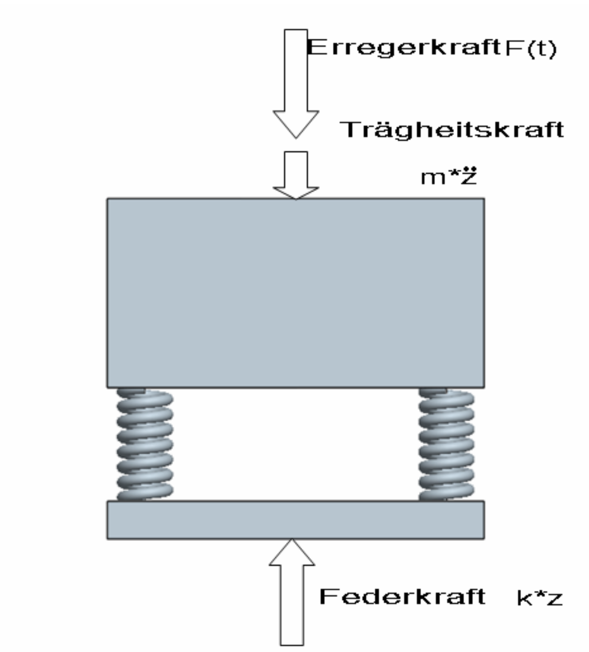

Bild 3.1.3

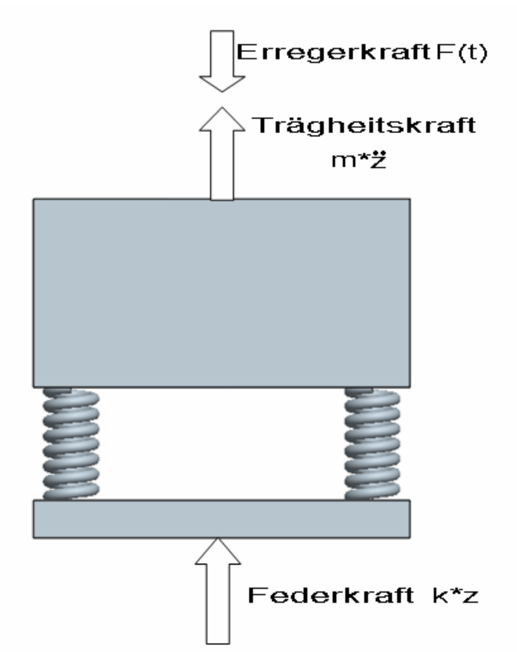

Bild 3.1.4

Für jedes System muss man eine geeignete Schwingungsisolierung auswählen. Sind Erregerkraft und Trägheitskraft gleichgerichtet, ergibt sich ein für den Statiker zunächst unvorstellbares Phänomen, dass die Kraft (Federkraft) im Auflage größer wird als die das System erregende Kraft, denn natürlich gilt auch hier das Gesetz, dass die Summe aller Kräfte gleich ist.
Ist die Trägheitskraft dagegen um 180° gegenüber der Erregerkraft phasenverschoben, heben sich Erregerkraft und Trägheitskraft zum großen Teil auf, d.h., dass die über die Federn übertragene Kraft wesentlich kleiner ist als die Erregerkraft Abb.3.1.4.

3.2. Eigenfrequenz der Abhängigkeiten der Federdeformation

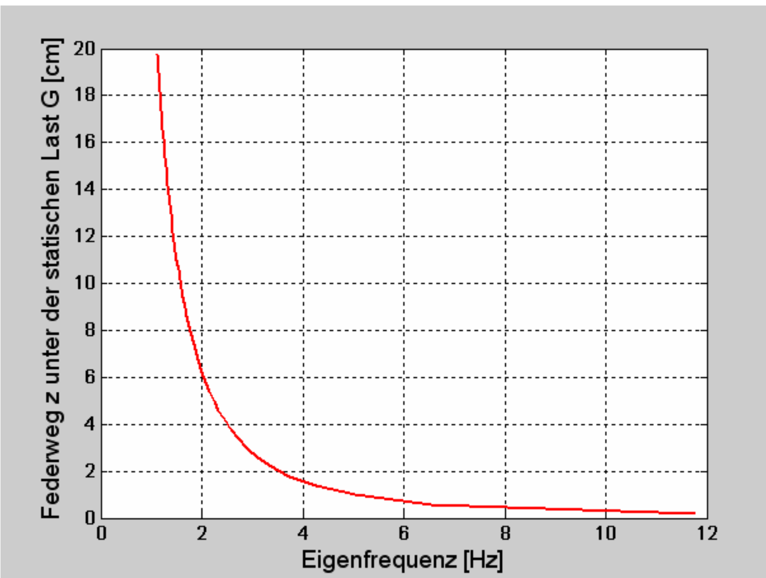

Bild 3.2.1

In Abb. 3.2.1 ist die Abhängigkeit der Eigenfrequenz als Funktion des statischen Federweges (aus der Publikation [1]) dargestellt.

$$z = \frac{G_m}{k_z}\left[\frac{kN}{kN/cm}\right] \quad (4)$$

$$f \approx \frac{5}{\sqrt{z}}\ [\mathrm{Hz}] \quad (5)$$

Auf den ersten Blick kann man sehen, dass durch das Zusammendrücken der Feder unter dem Eigengewicht des Systems die vertikale Eigenfrequenz fällt.

4. Berechnung der Eigenfrequenz durch der FEM Analysen

Auf dem Bild 4.1 kann man die Berechnung der ersten Eigenfrequenz des vereinfachten Models der Umformmaschine sehen. Das Gewicht dieses Maschinemodells ist für die Berechnung neun Gewichtstonne. Für erste Berechnung beträgt der Model durch die vier Fundamentanker befestigen. Des errechnete Wert der Eigenfrequenz ist 25,5 Hz.

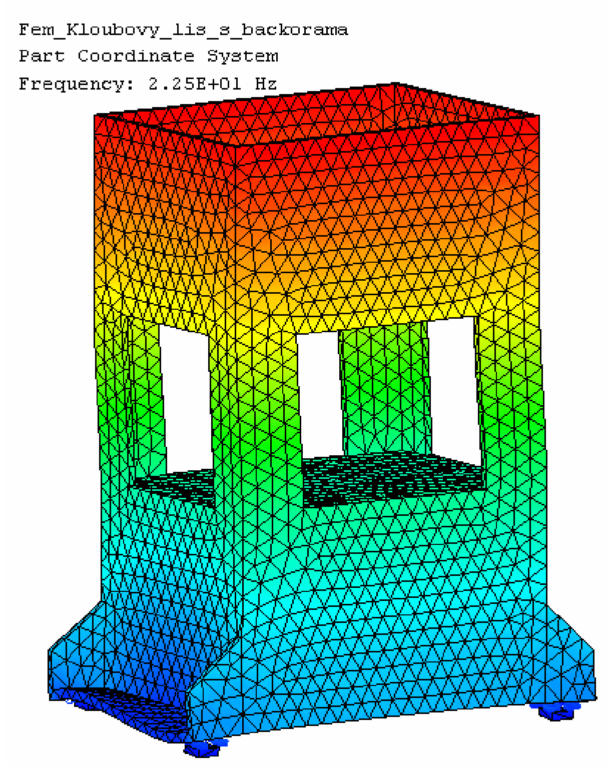

Bild 4.1

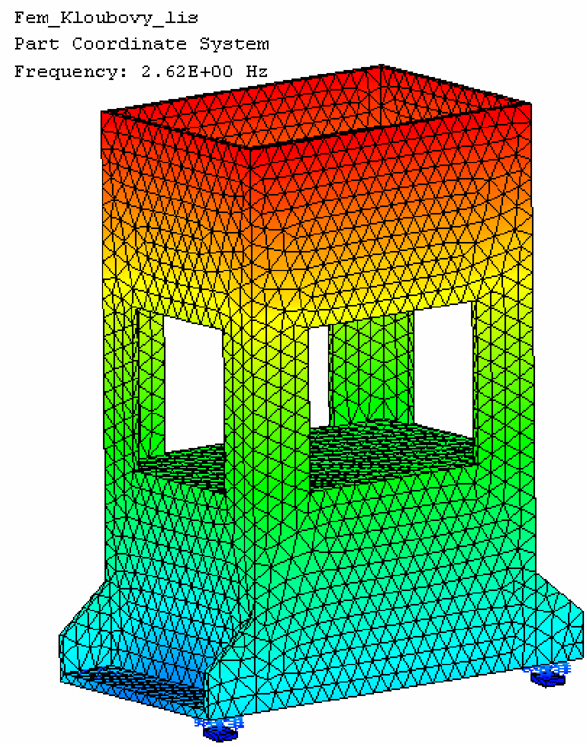

Bild 4.2

Auf dem Bild 4.2 ist eine ähnliche Berechnung nur mit einem kleinen Unterschied dargestellt. Anstelle von vier Fundamentanken kann man vier Schwingungselemente benutzen. Jedes Schwingungselement der Maschine hat Steifigkeit k_P= 4500 N/mm.

Der errechnete Wert der Eigenfrequenz ist bis auf den Wert 2,62 Hz reduziert worden. Bei einer Änderung der Steifigkeit der Schwingungselemente kommt es nicht zu einer großen Änderung des Wertes der Eigenfrequenz, die zirka 2,5 Hz ist.

Aus diesen beiden Berechnungen kann man sehen, welch unterschiedliche Aspekte die Schwingungselementen in der Praxis mitbringen und in welcher Richtung man die Werte der Eigenfrequenz in Abhängigkeit von der Steifigkeit der Anlegung beeinflussen kann.

5. Schwingungsisolationsteilen

- Lineare Isolierelemente

  Linearfedern und Proportionalelementen auf dem Bild 5.1 haben den Vorteil der einfachen Berechnung. Ihre Kennwerte sind unabhängig von Vorlasten und die Isolierwirkung ist unabhängig von Vorspannungen.

- Nicht lineare Elemente

  Nichtlineare Elemente auf dem Bild 5.2 und 5.3 (z.B. Anschlagpuffer, Fahrzeugstoβdämpfer, progressive und degressive Federn…..) bedürfen einer genauen Anpassung an die gegebenen Betriebsverhältnisse. Ihre Vorteile gegenüber den linearen Elementen sind meist nur auf einen engen Betriebs- und Belastungsbereich begrenzt.

Bild 5.1

Bild 5.2

Bild 5.3

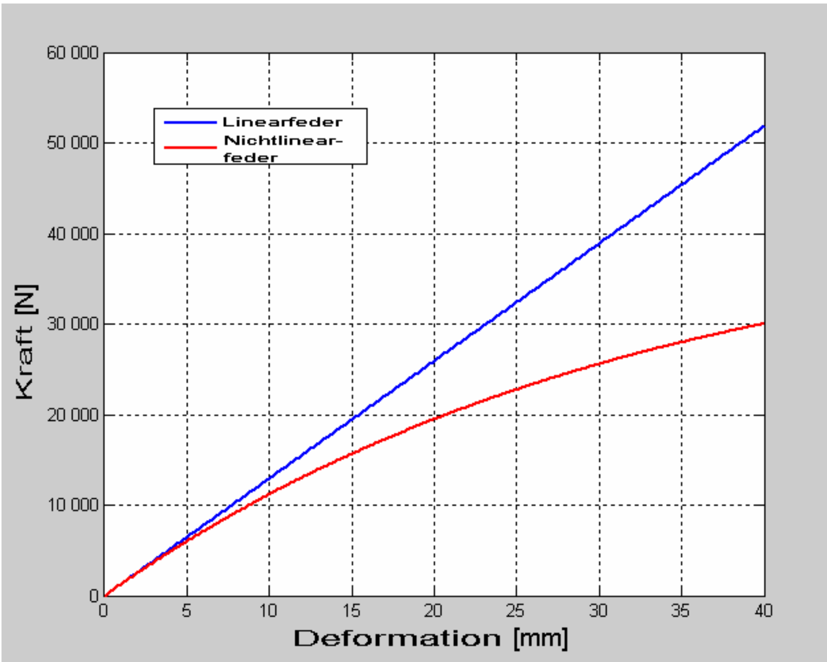

Bild 5.4

Auf dem Bild 5.4 kann man im blaue Farbe die Steifigkeit der Federn des anhand sehen, die die Linearcharakteristik darstellt.
Die rote Kurve ist für die Steifigkeit den Kegel-schraubenfedern mit der konstanten Steigung charakteristisch. Diese Federn stellt nicht Lineare (degressiv) Charakteristik dar.

6. Ende

Die Anwendung der neuen Technologien, Maschinen und Werkzeugen verbessern auch die Anforderungen auf die Lagerung der Maschinen. Die Lagerung der Maschinen auf das Fundament bedeutet nicht nur die Isolierung der Maschinen von der Umwelt bezüglich sowohl der Aktiv als auch des Passivvibroisolierung. Aber durch die Schwingungslagerung kann man das dynamische Verhalten der Maschinen ändern. Dieser Aspekt wird heutzutage aktuell, weil neue Maschinen immer in höheren Frequenzen arbeiten. Sowohl die Maschinensimulation als auch die Messung der Realmaschinen ermöglicht es die Eigenwellenform zu betrachten, und so wird die Auswahl der geeigneten Schwingungsisolierung erleichtert.

Literaturverzeichnis:

[1] *GERB : Schwingungsisolirungen*. 11. Auflage. Berlin : [s.n.], 2002. 110 s. Verfügbar aus WWW: <http://www.gerb.com>.

[2] CMF Schiller GmbH [online]. Rotgen : 2005 , 10.2005 [cit. 2007-03-21]. Deutsch. Verfügbar aus WWW: <www.cfm-schiller.de>.

[3] BEITZ, W, KÜTTER, K.-H. Taschenbuch für den Maschinenbau. 16. verb. Auflage. Berlin : H. Heenemann GmbH & Co, 1987. 1200 s. ISBN 3-540-18009-5.